日本国特許庁
JAPAN PATENT OFFICE

別紙添付の書類に記載されている事項は下記の出願書類に記載されている事項と同一であることを証明する。

This is to certify that the annexed is a true copy of the following application as filed with this Office.

出願年月日
Date of Application: ２００３年　３月１８日

出願番号
Application Number: 特願２００３－０７３４６４

[ST. 10/C]: ［ＪＰ２００３－０７３４６４］

出願人
Applicant(s): 株式会社豊田自動織機

２００３年１０月２９日

特許庁長官
Commissioner,
Japan Patent Office 今井康夫

出証番号　出証特２００３－３０８９４９３

【書類名】　特許願

【整理番号】　PY20022714

【提出日】　平成15年 3月18日

【あて先】　特許庁長官殿

【国際特許分類】　F04B 27/08

F04B 39/00　103

【発明者】

【住所又は居所】　愛知県刈谷市豊田町２丁目１番地　株式会社　豊田自動織機　内

【氏名】　佐伯　暁生

【発明者】

【住所又は居所】　愛知県刈谷市豊田町２丁目１番地　株式会社　豊田自動織機　内

【氏名】　川口　真広

【発明者】

【住所又は居所】　愛知県刈谷市豊田町２丁目１番地　株式会社　豊田自動織機　内

【氏名】　神徳　哲行

【発明者】

【住所又は居所】　愛知県刈谷市豊田町２丁目１番地　株式会社　豊田自動織機　内

【氏名】　坂野　誠俊

【発明者】

【住所又は居所】　愛知県刈谷市豊田町２丁目１番地　株式会社　豊田自動織機　内

【氏名】　近藤　淳

【特許出願人】

【識別番号】　000003218

【氏名又は名称】　株式会社　豊田自動織機

【代理人】

【識別番号】　100068755

【弁理士】

【氏名又は名称】　恩田　博宣

【選任した代理人】

【識別番号】　100105957

【弁理士】

【氏名又は名称】　恩田　誠

【手数料の表示】

【予納台帳番号】　002956

【納付金額】　21,000円

【提出物件の目録】

【物件名】　明細書　1

【物件名】　図面　1

【物件名】　要約書　1

【包括委任状番号】　9721048

【プルーフの要否】　要

【書類名】　明細書

【発明の名称】　両頭ピストン式圧縮機

【特許請求の範囲】

【請求項１】　回転軸の回転により両頭型のピストンが前後に往復動されて、ピストンの前後に区画形成された前側圧縮室及び後側圧縮室のそれぞれでガスの圧縮が行われる両頭ピストン式圧縮機であって、後側圧縮室の後側に配置されたシリンダヘッドには吸入室が形成され、回転軸内には回転軸の後端部で吸入室に開口されるとともに前側へ向かって軸線方向に延在する軸内空間が形成され、吸入室のガスを、軸内空間、及び、回転軸の前側に配設された吸入弁装置を経由して前側圧縮室へと導入するとともに、軸内空間、及び、回転軸の後側に配設された吸入弁装置を経由して後側圧縮室へと導入し、各吸入弁装置が、回転軸と同期回転することで圧縮室と軸内空間とを吸入行程にて順次連通する吸入連通路を有する回転弁を備えた両頭ピストン式圧縮機において、

前記軸内空間には軸線方向に延在する隔壁によって、前側の回転弁の吸入連通路が連通される第１通路と、後側の回転弁の吸入連通路が連通される第２通路とが区画形成されており、前記隔壁の後端部は、後側の回転弁の吸入連通路と第２通路との連通部分の前端位置よりも後側に配置されている両頭ピストン式圧縮機。

【請求項２】　前記隔壁の後端部は前記軸内空間から吸入室へと突出して配置されている請求項１に記載の両頭ピストン式圧縮機。

【請求項３】　前記隔壁は円筒状をなしており、前記軸内空間において、隔壁の円筒内空間が第１通路を構成するとともに隔壁の外側の空間が第２通路を構成している請求項１又は２に記載の両頭ピストン式圧縮機。

【請求項４】　前記ガス中には圧縮機内の潤滑を行うための潤滑油が混在され、一対のシリンダブロック間に形成されるとともに回転軸の回転をピストンの往復動に変換するためのクランク機構が収容されたクランク室において、回転軸の外周側には、軸線方向への該回転軸の移動を規制するための一対のスラスト軸受が前記軸線方向に並設され、回転軸には、該回転軸内の潤滑油をスラスト軸受に供給するための給油孔が、回転軸の内面と該回転軸の外周面とを連通するよう

にして、スラスト軸受に対応して設けられ、給油孔の少なくとも一つは、前記第２通路と連通されている請求項１～３のいずれかに記載の両頭ピストン式圧縮機。

【請求項５】　前記ガス中には圧縮機内の潤滑を行うための潤滑油が混在され、一対のシリンダブロック間に形成されるとともに回転軸の回転をピストンの往復動に変換するためのクランク機構が収容されたクランク室において、回転軸の外周側には、軸線方向への該回転軸の移動を規制するための一対のスラスト軸受が前記軸線方向に並設され、回転軸には、該回転軸内の潤滑油をスラスト軸受に供給するための給油孔が、回転軸の内面と該回転軸の外周面とを連通するようにして、スラスト軸受に対応して設けられ、給油孔は、前記第１通路のみと連通されている請求項１～３のいずれかに記載の両頭ピストン式圧縮機。

【請求項６】　前記回転軸内において少なくとも一方の給油孔の近傍には、回転軸の内面に沿った潤滑油の流動を妨げるための壁面が設けられている請求項４又は５に記載の両頭ピストン式圧縮機。

【発明の詳細な説明】

【０００１】

【発明の属する技術分野】

本発明は、回転軸の回転により両頭型のピストンが前後に往復動されて、ピストンの前後に区画形成された前側圧縮室及び後側圧縮室のそれぞれでガスの圧縮が行われる両頭ピストン式圧縮機に関する。

【０００２】

【従来の技術】

車両空調装置に用いられる両頭ピストン式圧縮機としては、例えば、特許文献１に示すようなものが存在する。

【０００３】

即ち、図７に示すように、前記両頭ピストン式圧縮機は、前側吐出室１１１Ａが形成された前側シリンダヘッド１０１と、吸入室１１２及び後側吐出室１１１Ｂが形成された後側シリンダヘッド１０２とを備えている。更に前記両頭ピストン式圧縮機は、各シリンダヘッド１０１，１０２がそれぞれシール部材１０３等

を介して接合固定される一対のシリンダブロック１０４Ａ，１０４Ｂを備えている。なお、後側シリンダヘッド１０２とシリンダブロック１０４Ｂとの間には、前側シリンダヘッド１０１側と同様にシール部材１０３が設けられているため、図において後側シリンダヘッド１０２側のシール部材１０３の図示は省略されている。前記両頭ピストン式圧縮機のハウジングは、これら各シリンダヘッド１０１，１０２、及び、シリンダブロック１０４Ａ，１０４Ｂによって構成されている。

【０００４】

前記前側のシリンダブロック１０４Ａ内には前側圧縮室１１３Ａが、また後側のシリンダブロック１０４Ｂ内には後側圧縮室１１３Ｂが、それぞれ両頭型のピストン１１４によって区画されている。

【０００５】

前記前側圧縮室１１３Ａに適用される前側吸入弁装置１１５Ａ、及び後側圧縮室１１３Ｂに適用される後側吸入弁装置１１５Ｂには、前側回転弁１１７Ａ、及び、後側回転弁１１７Ｂがそれぞれ用いられている。各回転弁１１７Ａ，１１７Ｂは回転軸１１６に設けられ、該回転軸１１６と同期回転することで、それぞれ対応する各圧縮室１１３Ａ，１１３Ｂと、回転軸１１６の軸内空間１１６ａとを吸入行程において順次連通する吸入連通路１１８Ａ，１１８Ｂを有している。

【０００６】

前記軸内空間１１６ａは、回転軸１１６の後端部で吸入室１１２に開口されている。そして、外部冷媒回路から後側シリンダヘッド１０２の吸入室１１２に導入された冷媒は、回転軸１１６の軸内空間１１６ａ及び後側回転弁１１７Ｂを介して後側圧縮室１１３Ｂに導入されるとともに、軸内空間１１６ａ及び前側回転弁１１７Ａを介して前側圧縮室１１３Ａにも導入される。

【０００７】

【特許文献１】

特開平７－６３１６５号公報（第３，４頁、第１図）

【０００８】

【発明が解決しようとする課題】

しかしながら、前記特許文献１の両頭ピストン式圧縮機においては、各吸入弁装置１１５Ａ，１１５Ｂとして各回転弁１１７Ａ，１１７Ｂを用いている。従って、前記両頭ピストン式圧縮機においては、外部冷媒回路からの冷媒ガスを、後側シリンダヘッド１０２に形成された吸入室１１２から、後側回転弁１１７Ｂの吸入連通路１１８Ｂ及び前側回転弁１１７Ａの吸入連通路１１８Ａへと分配するようになっている。このため、吸入室１１２からのガス経路が、後側回転弁１１７Ｂよりも前側回転弁１１７Ａの方が長くなっている。そして、回転軸１１６の軸内空間１１６ａにおいて、吸入室１１２から、後側回転弁１１７Ｂの吸入連通路１１８Ｂと軸内空間１１６ａとの連通部分の前端位置までの区間１１９の全てが、前側回転弁１１７Ａと後側回転弁１１７Ｂとで共用されている。

【０００９】

よって、吸入室１１２から前側回転弁１１７Ａの吸入連通路１１８Ａに向かう冷媒ガスが、その途中で後側回転弁１１７Ｂの吸入連通路１１８Ｂに導入されがちとなり、前側圧縮室１１３Ａにおいては、吸入する冷媒ガスが不足して圧縮比が増大しがちとなる。そしてこれにより、前側吐出室１１１Ａへ吐出される冷媒ガスの温度が後側吐出室１１１Ｂのそれと比べて上昇する。その結果、前側吐出室１１１Ａ及び前側圧縮室１１３Ａと圧縮機外部とを遮断するシール部材１０３の外周シール部１０３ａが、後側吐出室１１１Ｂ及び後側圧縮室１１３Ｂと圧縮機外部とを遮断するシール部材１０３の外周シール部１０３ａと比較して熱的に厳しくなっていた。

【００１０】

本発明の目的は、前側圧縮室に導入されるガス量の不足を解消することができる両頭ピストン式圧縮機を提供することにある。

【００１１】

【課題を解決するための手段】

上記目的を達成するために請求項１の発明は、回転軸の軸内空間には軸線方向に延在する隔壁によって、前側の回転弁の吸入連通路が連通される第１通路と、後側の回転弁の吸入連通路が連通される第２通路とが区画形成されている。前記隔壁の後端部は、後側の回転弁の吸入連通路と第２通路との連通部分の前端位置

よりも後側に配置されている。

【００１２】

本発明においては、軸内空間において、互いに区画された第１通路と第２通路とが設けられている。つまり、軸内空間において吸入室から前側の回転弁の吸入連通路に導入されるガスは第１通路を経由して、また、後側の回転弁の吸入連通路に導入されるガスは第２通路を経由して各吸入連通路に導入される。そして第１通路と第２通路とを区画する隔壁の後端部は、後側の回転弁の吸入連通路と第２通路との連通部分の前端位置よりも後側に配置されており、吸入室から各圧縮室へのガス流に関する第１通路と第２通路との分岐点が前記連通部分の前端位置よりも後側に設定された状態となっている。つまり、隔壁の後端部が前記連通部分の前端位置よりも後側に配置されている分だけ、吸入室から前側の回転弁の吸入連通路に向かうガスが、その途中で後側の回転弁の吸入連通路に導入され難くなる。

【００１３】

従って、前側の回転弁の吸入連通路に導入されるガス量の不足を解消することができ、このガス量不足に伴いガス吸入時における圧縮室内の圧力が低下することで生じる体積効率の低下（圧縮比の上昇）等を防止することができる。よって、例えばこの圧縮比の上昇により生じる、圧縮室から吐出されるガスの温度上昇を防止することができる。

【００１４】

なお、本構成においては、回転軸の軸線方向の一方を前方とし、他方を後方としている。

請求項２の発明は請求項１において、前記隔壁の後端部は前記軸内空間から吸入室へと突出して配置されている。

【００１５】

この発明によれば、吸入室から各圧縮室へのガス流に関する第１通路と第２通路との分岐点が、吸入室内に設定された状態となる。従って、吸入室から第１通路に導入されるガスが、吸入室から第２通路に向かうガス流の影響をより受け難くなる。このため、吸入室から軸内空間に導入されるガスのうち、第１通路に導

入されるガスの確保がより効率的になる。

【００１６】

請求項３の発明は請求項１又は２において、前記隔壁は円筒状をなしている。そして前記軸内空間において、隔壁の円筒内空間が第１通路を構成するとともに隔壁の外側の空間が第２通路を構成している。

【００１７】

この発明によれば、回転軸内において第１通路は、第２通路によって取り囲まれた状態となる。従って、前側圧縮室に吸入されるガスが、回転軸内を移動する間に回転軸外から熱影響を受け難くなるため、このガスの温度上昇が抑えられる。このガスの温度上昇の抑制は、体積効率の低下抑制につながる。

【００１８】

前記第１通路は第２通路に比べて長く、前側圧縮室に吸入されるガスは後側圧縮室に吸入されるガスよりも前記熱影響を受ける時間が長くなりがちであるため、本発明の構成は特に有用であると言える。

【００１９】

また、円筒状の隔壁を用いて軸内空間を区画する構造は、第１通路の通過断面積と第２通路の通過断面積とを異なるように設定した場合であっても隔壁を回転軸と同一の軸線上に配置すること、即ち、回転軸の回転バランスを良好に維持することを容易とする。

【００２０】

請求項４の発明は請求項１～３のいずれかにおいて、前記ガス中には圧縮機内の潤滑を行うための潤滑油が混在されている。一対のシリンダブロック間には、回転軸の回転をピストンの往復動に変換するためのクランク機構が収容されたクランク室が形成されている。このクランク室において、回転軸の外周側には、軸線方向への該回転軸の移動を規制するための一対のスラスト軸受が前記軸線方向に並設されている。回転軸には、該回転軸内の潤滑油をスラスト軸受に供給するための給油孔が、回転軸の内面と該回転軸の外周面とを連通するようにして、スラスト軸受に対応して設けられている。給油孔の少なくとも一つは、前記第２通路と連通されている。

【００２１】

給油孔は、クランク室から回転軸内へのガスの侵入経路となり得る。従ってこの発明によれば、例えば、第１通路に対して全ての給油孔が連通された態様と比較して、クランク室のガスが、第１通路に侵入し難くなる。この結果、第１通路のガスは、クランク室のガスの熱影響を受け難くなる。

【００２２】

請求項５の発明は請求項１～３のいずれかにおいて、前記ガス中には圧縮機内の潤滑を行うための潤滑油が混在されている。一対のシリンダブロック間には、回転軸の回転をピストンの往復動に変換するためのクランク機構が収容されたクランク室が形成されている。このクランク室において、回転軸の外周側には、軸線方向への該回転軸の移動を規制するための一対のスラスト軸受が前記軸線方向に並設されている。回転軸には、該回転軸内の潤滑油をスラスト軸受に供給するための給油孔が、回転軸の内面と該回転軸の外周面とを連通するようにして、スラスト軸受に対応して設けられている。給油孔は、前記第１通路のみと連通されている。

【００２３】

給油孔は、クランク室から回転軸内へのガスの侵入経路となり得る。従ってこの発明によれば、例えば、第２通路に給油孔が連通された態様と比較して、クランク室のガスが、第２通路に侵入し難くなる。この結果、第２通路のガスは、クランク室のガスの熱影響を受け難くなる。

【００２４】

請求項６の発明は請求項４又は５において、前記回転軸内において少なくとも一方の給油孔の近傍には、回転軸の内面に沿った潤滑油の流動を妨げるための壁面が設けられている。

【００２５】

この発明によれば、前記壁面によって給油孔の近傍で潤滑油の流動が妨げられることで、潤滑油が給油孔の入口（回転軸の内面側の開口）付近に溜まり易くなる。従って、給油孔に導入される潤滑油の確保を効率よく行うことができ、スラスト軸受の潤滑を効率よく行うことができるようになる。

【００２６】

【発明の実施の形態】

以下、車両空調装置における冷媒循環回路を構成する固定容量型の両頭ピストン式圧縮機（以下単に圧縮機とする）において本発明を具体化した一実施形態を、図１を用いて説明する。なお、図面の左方を圧縮機の前方とし右方を後方とする。

【００２７】

前記圧縮機のハウジングは、一対の前側シリンダブロック１１Ａ及び後側シリンダブロック１１Ｂと、前側ハウジング１３と、後側ハウジング（後述する後側圧縮室４０Ｂの後側に配置されたシリンダヘッド）１４とからなっている。前側ハウジング１３は、前側の弁・ポート形成体１２Ａを介して前側シリンダブロック１１Ａの前側に接合固定されている。後側ハウジング１４は、後側の弁・ポート形成体１２Ｂを介して後側シリンダブロック１１Ｂの後側に接合固定されている。

【００２８】

前記前側の弁・ポート形成体１２Ａは、前側ハウジング１３側から後側に向かって順に、リテーナ形成板１５Ａ、吐出弁形成板２６Ａ及びバルブプレート２５Ａが重合配置されてなる。後側の弁・ポート形成体１２Ｂは、後側ハウジング１４側から前側に向かって順に、リテーナ形成板１５Ｂ、吐出弁形成板２６Ｂ及びバルブプレート２５Ｂが重合配置されてなる。

【００２９】

前記前側ハウジング１３には、前側吐出室２１Ａが区画形成されている。前側吐出室２１Ａは、リテーナ形成板１５Ａの前面１８Ａと、該前面１８Ａに当接する前側ハウジング１３の端面１３ａとが接合されることによって区画形成されている。また、後側ハウジング１４には、後側吐出室２１Ｂが区画形成されている。後側吐出室２１Ｂは、リテーナ形成板１５Ｂの後面１８Ｂと、該後面１８Ｂに当接する後側ハウジング１４の端面１４ａとが接合されることによって区画形成されている。また、後側の弁・ポート形成体１２Ｂを介して、後側ハウジング１４と後側シリンダブロック１１Ｂとの間には、吸入室２２が区画形成されている

。

【００３０】

なお、前記各リテーナ形成板１５Ａ，１５Ｂの各前後面には、これら各面に当接される各シリンダブロック１１Ａ，１１Ｂ、前側ハウジング１３、及び、後側ハウジング１４の各端面との僅かな隙間を封止するためのエラストマ等からなるシール部材１９が設けられている。なお、後側のリテーナ形成板１５Ｂには、前側のリテーナ形成板１５Ａと同様にシール部材１９が設けられているため、図において後側のリテーナ形成板１５Ｂのシール部材１９の図示は省略されている。

【００３１】

前記各バルブプレート２５Ａ，２５Ｂには、吐出ポート２７Ａ，２７Ｂが形成されている。各吐出弁形成板２６Ａ，２６Ｂには、吐出弁２８Ａ，２８Ｂが形成されている。各吐出弁２８Ａ，２８Ｂはそれぞれ対応する吐出ポート２７Ａ，２７Ｂを開閉する。各リテーナ形成板１５Ａ，１５Ｂには、リテーナ２９Ａ，２９Ｂが形成されている。各リテーナ２９Ａ，２９Ｂはそれぞれ対応する吐出弁２８Ａ，２８Ｂの開度を規制する。

【００３２】

前記両シリンダブロック１１Ａ，１１Ｂには、回転軸３１が回転可能に支持されている。回転軸３１は、各シリンダブロック１１Ａ，１１Ｂの中心部においてそれぞれ貫設された前側収容孔３２Ａ及び後側収容孔３２Ｂに挿通されている。回転軸３１は、各収容孔３２Ａ，３２Ｂを介して各シリンダブロック１１Ａ，１１Ｂによって滑り軸受け支持されている。

【００３３】

前記回転軸３１の前端部は、前側の弁・ポート形成体１２Ａ、及び、前側ハウジング１３を貫通するように形成された挿通孔３３を介して圧縮機のハウジング外へ突出され、車両の走行駆動源であるエンジンＥｇに作動連結されている。挿通孔３３において前側ハウジング１３と回転軸３１との間には、軸シール部材３４が介在されている。

【００３４】

前記両シリンダブロック１１Ａ，１１Ｂ間に形成されたクランク室３６におい

て、回転軸３１の外周面３１ａ上には、クランク機構を構成するカム体３５が設けられている。カム体３５は、回転軸３１に固着された円環状の基部３５ａと、該基部３５ａと一体形成された斜板部３５ｂとからなる。

【００３５】

前記カム体３５の基部３５ａの前面と、この前面に対向する前側シリンダブロック１１Ａの後端面との間には、前側スラスト軸受３７Ａが介在されている。また、カム体３５の基部３５ａの後面と、この後面に対向する後側シリンダブロック１１Ｂの前端面との間には、後側スラスト軸受３７Ｂが介在されている。回転軸３１は、前後一対の両スラスト軸受３７Ａ，３７Ｂによってカム体３５の基部３５ａが挟まれることで、軸線Ｌ方向へのスライド移動が規制されている。

【００３６】

前記各シリンダブロック１１Ａ，１１Ｂには、複数の前側シリンダボア３８Ａ及び後側シリンダボア３８Ｂが、回転軸３１の軸線Ｌ周りに配列されるように形成されている。なお、図においては各シリンダボア３８Ａ，３８Ｂはそれぞれ一つのみ図示されている。前側シリンダボア３８Ａと後側シリンダボア３８Ｂとは、互いに同一軸線上に対をなして配置されている。前側シリンダボア３８Ａには両頭型のピストン３９の前側の頭部３９ａが、後側シリンダボア３８Ｂにはピストン３９の後側の頭部３９ｂが挿入されている。ピストン３９は、各シリンダボア３８Ａ，３８Ｂ内に前側圧縮室４０Ａ及び後側圧縮室４０Ｂを区画する。

【００３７】

前記ピストン３９は、カム体３５の斜板部３５ｂにシュー４１を介して係留されている。回転軸３１と一体的に回転するカム体３５の回転運動は、シュー４１を介してピストン３９に伝えられ、ピストン３９が各シリンダボア３８Ａ，３８Ｂ内を前後に往復運動する。カム体３５、及び、シュー４１は、回転軸３１の回転をピストン３９の往復動に変換するクランク機構を構成する。

【００３８】

前記前側シリンダブロック１１Ａには前側導通路４７Ａが前側シリンダボア３８Ａと前側収容孔３２Ａとを連通するように、また、後側シリンダブロック１１Ｂには後側導通路４７Ｂが後側シリンダボア３８Ｂと後側収容孔３２Ｂとを連通

するように形成されている。

【００３９】

前記回転軸３１内には軸線Ｌ方向に延在するように軸内空間４５が形成されている。軸内空間４５は、回転軸３１の後端に設けられた開口３１ｂを介して吸入室２２に連通されている。軸内空間４５は、開口３１ｂ側（後側）に円柱状の大径空間４５ａ、及び、奥側（前側）に大径空間４５ａよりも外径の小さい円柱状の小径空間４５ｂを有するように形成されている。軸内空間４５を区画する回転軸３１の内周面３１ｃ上において大径空間４５ａと小径空間４５ｂとの接続部分には、後側に臨む環状の壁面５５を有する段差が形成されている。

【００４０】

前記回転軸３１内には、軸線Ｌ方向に延在する円筒状隔壁５６が挿入固定されている。円筒状隔壁５６は、その前端部が小径空間４５ｂ内に圧入された状態で固定されている。円筒状隔壁５６の後端部５６ａは、軸内空間４５から吸入室２２に突出して配置されている。即ち、円筒状隔壁５６の内部空間（円筒内空間）は、軸内空間４５内に配置された軸側隔壁内空間６０Ａと、吸入室２２内に配置され該吸入室２２の内部空間の一部を構成する吸入室側隔壁内空間６０Ｂとからなっている。

【００４１】

前記円筒状隔壁５６が設けられることで、軸内空間４５は、小径空間４５ｂ及び円筒状隔壁５６の軸側隔壁内空間６０Ａからなる空間と、前記壁面５５よりも後側の円筒状隔壁５６の外側の空間とに分割されることとなる。前者の分割空間（小径空間４５ｂ及び軸側隔壁内空間６０Ａからなる空間）は、小径空間４５ｂに対応する回転軸３１の内周面３１ｃと回転軸３１の外周面３１ａとを連通する前側吸入連通路４８Ａを介して回転軸３１の外部と連通されている。従って、この分割空間は、吸入室２２の内部空間の一部である吸入室側隔壁内空間６０Ｂと前側吸入連通路４８Ａとを連通する第１通路５７Ａとして機能する。

【００４２】

また、後者の分割空間（円筒状隔壁５６の外側の空間）は、大径空間４５ａに対応する回転軸３１の内周面３１ｃと回転軸３１の外周面３１ａとを連通する後

側吸入連通路４８Ｂを介して回転軸３１の外部と連通されている。従って、この分割空間は、吸入室２２と後側吸入連通路４８Ｂとを連通する第２通路５７Ｂとして機能する。両通路５７Ａ，５７Ｂは、互いに区画されている。

【００４３】

前述したように円筒状隔壁５６の後端部５６ａは軸内空間４５から吸入室２２に突出して配置されているため、この後端部５６ａは、後側吸入連通路４８Ｂと第２通路５７Ｂとの連通部分の前端位置（後側吸入連通路４８Ｂの第２通路５７Ｂ側の開口の前端位置）Ｐよりも後側に配置された状態となっている。

【００４４】

なお、第１通路５７Ａの通過断面積（軸線Ｌに直行する平面における、円筒状隔壁５６の円筒内空間の断面積）は、第２通路５７Ｂの通過断面積（軸線Ｌに直行する平面における、大径空間４５ａに対応する回転軸３１の内周面３１ｃと円筒状隔壁５６の外周面との間の領域の断面積）よりも大きく設定されている。

【００４５】

前述の前側吸入連通路４８Ａは前側シリンダブロック１１Ａの前側導通路４７Ａに対応して、また、後側吸入連通路４８Ｂは後側シリンダブロック１１Ｂの後側導通路４７Ｂに対応してそれぞれ設けられている。前側吸入連通路４８Ａは、回転軸３１の回転に伴って、第１通路５７Ａと前側導通路４７Ａとを間欠的に連通し、後側吸入連通路４８Ｂは、回転軸３１の回転に伴って、第２通路５７Ｂと後側導通路４７Ｂとを間欠的に連通する。

【００４６】

従って、前記前側収容孔３２Ａによって包囲された回転軸３１の部分は、前側吸入弁装置４９Ａを構成するとともに前側吸入連通路４８Ａを有し、回転軸３１に一体形成された前側回転弁５０Ａとなる。また、後側収容孔３２Ｂによって包囲された回転軸３１の部分は、後側吸入弁装置４９Ｂを構成するとともに後側吸入連通路４８Ｂを有し、回転軸３１に一体形成された後側回転弁５０Ｂとなる。

【００４７】

前記各通路５７Ａ，５７Ｂと各導通路４７Ａ，４７Ｂとは、それぞれ対応する圧縮室４０Ａ，４０Ｂが吸入行程の状態にあるときに、回転軸３１の各吸入連通

路４８Ａ，４８Ｂを介して互いに順次連通する。この状態では、吸入室２２の冷媒ガスが各圧縮室４０Ａ，４０Ｂに対して、それぞれ対応する通路５７Ａ，５７Ｂ、吸入連通路４８Ａ，４８Ｂ、及び、導通路４７Ａ，４７Ｂを経由して導入される。

【００４８】

前記各通路５７Ａ，５７Ｂと各導通路４７Ａ，４７Ｂとの連通は、それぞれ対応する圧縮室４０Ａ，４０Ｂが圧縮及び吐出行程の状態にあるときに遮断される。この状態では、各圧縮室４０Ａ，４０Ｂでの冷媒ガスの圧縮が行われるとともに、この圧縮された冷媒ガスがそれぞれ対応する吐出ポート２７Ａ，２７Ｂから吐出弁２８Ａ，２８Ｂを押し退けて吐出室２１Ａ，２１Ｂに吐出される。各吐出室２１Ａ，２１Ｂに吐出された冷媒ガスは、圧縮機とともに冷媒循環回路を構成する図示しない外部冷媒回路へ流出する。外部冷媒回路へ流出した冷媒ガスは、吸入室２２へ還流する。なお冷媒循環回路を循環する冷媒ガス中にはミスト状の潤滑油が混在されている。この潤滑油は、圧縮機内の各部を潤滑するためのものである。

【００４９】

前記回転軸３１には、前側給油孔５１Ａ及び後側給油孔５１Ｂが、回転軸３１の内周面３１ｃと外周面３１ａとを連通するようにして貫設されている。前側給油孔５１Ａは前側スラスト軸受３７Ａに、また、後側給油孔５１Ｂは後側スラスト軸受３７Ｂにそれぞれ対応して設けられている。各給油孔５１Ａ，５１Ｂは、回転軸３１の軸内空間４５内の潤滑油を、回転軸３１の回転に伴う遠心力によって、それぞれ対応するスラスト軸受３７Ａ，３７Ｂに供給するためのものである。なお本実施形態において各給油孔５１Ａ，５１Ｂは、共に、第２通路５７Ｂと連通されている。つまり各スラスト軸受３７Ａ，３７Ｂへは、第２通路５７Ｂ内の潤滑油が供給される。

【００５０】

両給油孔５１Ａ，５１Ｂのうち前側給油孔５１Ａは、回転軸３１内に設けられた前述の壁面５５の近傍に配置されている。壁面５５は、前側給油孔５１Ａの前側に位置している。壁面５５は、回転軸３１の内周面３１ｃに沿った潤滑油の前

方への流動を妨げる機能を有する。

【００５１】

ところで、各圧縮室４０Ａ，４０Ｂでの冷媒ガス圧縮が行われている状態においてクランク室３６には、各シリンダボア３８Ａ，３８Ｂとピストン３９との隙間を介した各圧縮室４０Ａ，４０Ｂからの高圧な冷媒ガスの漏出等により、該冷媒ガスとともに入り込んだ潤滑油が溜まりがちである。

【００５２】

前記前側シリンダブロック１１Ａには、こうした潤滑油を、軸シール部材３４が収容された挿通孔３３に導出するための前側導油通路５８Ａが設けられている。また、後側シリンダブロック１１Ｂには、前述の潤滑油を、吸入室２２に導出するための後側導油通路５８Ｂが設けられている。

【００５３】

前記挿通孔３３に導出された潤滑油の一部は軸シール部材３４と回転軸３１との摺接部の潤滑に供され、残りの潤滑油は回転軸３１に形成された透孔５９を介して軸内空間４５の小径空間４５ｂ内に導入される。この小径空間４５ｂ内に導入された潤滑油は、前側吸入弁装置４９Ａを介して前側圧縮室４０Ａに導入され、前側シリンダボア３８Ａ内の潤滑に供される。また、吸入室２２の潤滑油は、各通路５７Ａ，５７Ｂ及び吸入弁装置４９Ａ，４９Ｂを介してそれぞれ対応する圧縮室４０Ａ，４０Ｂに導入され、各シリンダボア３８Ａ，３８Ｂ内の潤滑に供される。

【００５４】

本実施形態では、以下のような効果を得ることができる。

（１）本実施形態においては、回転軸３１の軸内空間４５において、互いに区画された第１通路５７Ａと第２通路５７Ｂとが設けられている。つまり、軸内空間４５において吸入室２２から前側吸入連通路４８Ａに導入される冷媒ガスは第１通路５７Ａを経由して、また、後側吸入連通路４８Ｂに導入される冷媒ガスは第２通路５７Ｂを経由して各吸入連通路４８Ａ，４８Ｂに導入される。そして円筒状隔壁５６の後端部５６ａは、後側吸入連通路４８Ｂと第２通路５７Ｂとの連通部分の前端位置Ｐよりも後側に配置されており、吸入室２２から各圧縮室４０

Ａ，４０Ｂへのガス流に関する第１通路５７Ａと第２通路５７Ｂとの分岐点が前記連通部分の前端位置Ｐよりも後側に設定された状態となっている。つまり、円筒状隔壁５６の後端部５６ａが前記連通部分の前端位置Ｐよりも後側に配置されている分だけ、吸入室２２から前側吸入連通路４８Ａに向かう冷媒ガスが、その途中で後側吸入連通路４８Ｂに導入され難くなる。

【００５５】

従って、前側吸入連通路４８Ａ、即ち、前側圧縮室４０Ａに導入される冷媒ガス量の不足を解消することができ、このガス量不足に伴いガス吸入時における前側圧縮室４０Ａ内の圧力が低下することで生じる体積効率の低下（圧縮比の上昇）等を防止することができる。例えばこの圧縮比の上昇は、前側吐出室２１Ａに吐出される冷媒ガスの温度上昇につながる。よって、前側ハウジング１３と前側シリンダブロック１１Ａとの間に設けられたシール部材１９の熱的負荷を軽減することができ、該シール部材１９の耐久性を向上させることができる。

【００５６】

なお、前側圧縮室４０Ａに吸入される冷媒ガス量の不足が解消されれば、この冷媒ガスとともに前側圧縮室４０Ａに入り込む潤滑油の量もその分増加することとなるため、前側シリンダボア３８Ａ内の潤滑がより効率よく行われ、ピストン３９との摺動摩擦における熱発生を抑制することができる。

【００５７】

（２）第１通路５７Ａは、第２通路５７Ｂに比較して長い。そのため、例えば両通路５７Ａ，５７Ｂで通過断面積が等しく設定された場合には、第１通路５７Ａのほうが冷媒ガスの流通抵抗が大きくなりがちである。つまり、前側回転弁５０Ａの前側吸入連通路４８Ａに導入される冷媒ガス量が、後側回転弁５０Ｂの後側吸入連通路４８Ｂに導入される冷媒ガス量に比べて少なくなりがちとなる。

【００５８】

しかし本実施形態では、第１通路５７Ａの通過断面積は、第２通路５７Ｂの通過断面積よりも大きく設定されている。これによれば、両通路５７Ａ，５７Ｂでの流通抵抗を均等にし、ひいては、両圧縮室４０Ａ，４０Ｂに導入される冷媒ガス量を均等にすることが容易となる。

【００５９】

（３）円筒状隔壁５６の後端部５６ａは、回転軸３１の軸内空間４５から吸入室２２に突出して配置されている。これによれば、吸入室２２から各圧縮室４０Ａ，４０Ｂへのガス流に関する第１通路５７Ａと第２通路５７Ｂとの分岐点が、吸入室２２内に設定された状態となる。従って、吸入室２２から第１通路５７Ａに導入される冷媒ガスが、吸入室２２から第２通路５７Ｂに向かうガス流の影響をより受け難くなる。このため、吸入室２２から軸内空間４５に導入される冷媒ガスのうち、第１通路５７Ａに導入される冷媒ガスの確保がより効率的になる。

【００６０】

（４）回転軸３１の軸内空間４５において、円筒状隔壁５６の円筒内空間が第１通路５７Ａを構成するとともに円筒状隔壁５６の外側の空間が第２通路５７Ｂを構成している。これによれば、回転軸３１内において第１通路５７Ａは、第２通路５７Ｂによって取り囲まれた状態となる。従って、前側圧縮室４０Ａに吸入される冷媒ガスが、回転軸３１内を移動する間に回転軸３１外から熱影響を受け難くなるため、この冷媒ガスの温度上昇が抑えられる。この冷媒ガスの温度上昇の抑制は、体積効率の低下抑制につながる。

【００６１】

第１通路５７Ａは第２通路５７Ｂに比べて長く、前側圧縮室４０Ａに吸入される冷媒ガスは後側圧縮室４０Ｂに吸入される冷媒ガスよりも前記熱影響を受ける時間が長くなりがちであるため、本構成は特に有用であると言える。

【００６２】

また、円筒状隔壁５６を用いて回転軸３１の軸内空間４５を区画する構造は、本実施形態のように第１通路５７Ａの通過断面積と第２通路５７Ｂの通過断面積とを異なるように設定した場合であっても円筒状隔壁５６の軸線を回転軸３１と同一の軸線Ｌ上に配置することを容易とする。従って、回転軸３１の回転バランスを良好に維持することを容易とする。

【００６３】

（５）回転軸３１には、該回転軸３１内の潤滑油を各スラスト軸受３７Ａ，３７Ｂに供給するための前側給油孔５１Ａ及び後側給油孔５１Ｂがそれぞれ各スラ

スト軸受３７Ａ，３７Ｂに対応して設けられている。

【００６４】

これら各給油孔５１Ａ，５１Ｂは、クランク室３６から回転軸３１の軸内空間４５への冷媒ガスの侵入経路となり得る。つまり軸内空間４５へは、これら各給油孔５１Ａ，５１Ｂを介して、吸入室２２の冷媒ガスに比較して高温となりがちなクランク室３６の冷媒ガスが侵入し得る。この冷媒ガスが仮に第１通路５７Ａに侵入すると、該第１通路５７Ａ内の冷媒ガスの温度が上昇し、対応する前側圧縮室４０Ａから前側吐出室２１Ａに吐出される冷媒ガスの温度上昇が引き起こされることとなる。つまり、前側圧縮室４０Ａから吐出される冷媒ガスの温度上昇を極力抑え込むためには、不都合な状態となる。

【００６５】

しかし本実施形態においては、両給油孔５１Ａ，５１Ｂが、第２通路５７Ｂのみと連通されている。従って、クランク室３６の冷媒ガスが第１通路５７Ａに侵入し難くなる。この結果、第１通路５７Ａの冷媒ガスがクランク室３６の冷媒ガスの熱影響を受け難くなり、前側圧縮室４０Ａから吐出される冷媒ガスの温度上昇が抑えられる。

【００６６】

また、両給油孔５１Ａ，５１Ｂは、共に、第２通路５７Ｂと連通され、第１通路５７Ａには連通されていないため、第１通路５７Ａ内の潤滑油は、各スラスト軸受３７Ａ，３７Ｂの潤滑には供されない。従って例えば、第１通路５７Ａに対して両給油孔５１Ａ，５１Ｂの少なくとも一方が連通された態様と比較して、前側シリンダボア３８Ａ内の潤滑はより効率的となる。

【００６７】

（６）回転軸３１の内周面３１ｃ上において前側給油孔５１Ａの前側の近傍には、回転軸３１の内周面３１ｃに沿った潤滑油の前方への流動を妨げるための壁面５５が設けられている。これによれば、壁面５５によって前側給油孔５１Ａの近傍で潤滑油の流動が妨げられることで、前側給油孔５１Ａの入口（回転軸３１の内周面３１ｃ側の開口）付近に溜まり易くなる。従って、前側給油孔５１Ａに導入される潤滑油の確保を効率よく行うことができ、前側スラスト軸受３７Ａの

潤滑を効率よく行うことができるようになる。

【００６８】

（７）前側シリンダブロック１１Ａには、クランク室３６の潤滑油を、第１通路５７Ａ（具体的には小径空間４５ｂ）に導出可能な通路（前側導油通路５８Ａ、挿通孔３３、及び、透孔５９）が設けられている。また、後側シリンダブロック１１Ｂには、クランク室３６の潤滑油を、吸入室２２に導出するための後側導油通路５８Ｂが設けられている。

【００６９】

これによれば、両シリンダボア３８Ａ，３８Ｂ内の潤滑をより効率よく行うことができる。特に前側シリンダボア３８Ａ内へは、吸入室２２からの第１通路５７Ａを介した潤滑油の導入に加えて、前側導油通路５８Ａ、挿通孔３３、及び、透孔５９によって構成される前記通路を介した潤滑油の導入も行われ得るため、潤滑の効率は大幅に向上し得る。

【００７０】

なお、本発明の趣旨から逸脱しない範囲で例えば以下の態様でも実施できる。

○　前記実施形態では、回転軸３１の内周面３１ｃに沿った潤滑油の流動を妨げるための壁面５５が、前側給油孔５１Ａにのみ対応して設けられたが、後側給油孔５１Ｂに対応して設けられていてもよい。この場合、例えば図２に示すように構成する。

【００７１】

この構成では、前記実施形態の円筒状隔壁５６とは異なり、回転軸３１内に挿入固定された円筒状隔壁６１は、互いに一体形成された、基部６１ａと、該基部６１ａよりも外径が小さい小外径部６１ｂとを有している。円筒状隔壁６１は基部６１ａが大径空間４５ａ内に圧入された状態で固定されている。軸内空間４５における基部６１ａよりも前方の空間、及び、軸内空間４５内における円筒状隔壁６１の内部空間である軸側隔壁内空間６０Ａは、吸入室２２の内部空間の一部である吸入室側隔壁内空間６０Ｂと前側吸入連通路４８Ａとを連通する第１通路５７Ａを構成する。軸内空間４５における円筒状隔壁６１の外側の空間は、吸入室２２と後側吸入連通路４８Ｂとを連通する第２通路５７Ｂを構成する。

【００７２】

前記基部６１ａと小外径部６１ｂとの接続部分には、後側に臨む環状の壁面６２を有する段差が形成されている。この壁面６２は、回転軸３１の内周面３１ｃに沿った潤滑油の前方への流動を妨げる機能を有する。壁面６２は、後側給油孔５１Ｂの前側の近傍に配置されている。これによれば、後側給油孔５１Ｂに導入される潤滑油の確保を効率よく行うことができ、後側スラスト軸受３７Ｂの潤滑を効率よく行うことができるようになる。

【００７３】

またこの構成では、前側給油孔５１Ａは第１通路５７Ａに、後側給油孔５１Ｂは第２通路５７Ｂに連通されている。従って、例えば、両給油孔５１Ａ，５１Ｂが共に第１通路５７Ａに連通された態様に比較して、第１通路５７Ａの冷媒ガスは、クランク室３６の冷媒ガスの熱影響を受け難い。

【００７４】

○　両給油孔５１Ａ，５１Ｂは、共に、第１通路５７Ａと連通されていてもよい。この場合、例えば、図６に示すように構成する。この態様では、図２に示す態様において円筒状隔壁６１が後方にずらされた状態となっている。即ち、円筒状隔壁６１の基部６１ａの前端面は、後側給油孔５１Ｂよりも後側に配置されており、後側給油孔５１Ｂは、前側給油孔５１Ａと共に、第１通路５７Ａと連通された状態となっている。なお、本態様において円筒状隔壁６１は、図２に示す態様の円筒状隔壁６１よりも（前後方向に）短くなっている。

【００７５】

この態様においては、例えば、両給油孔５１Ａ，５１Ｂの少なくとも一方が第２通路５７Ｂに連通された態様に比較して、第２通路５７Ｂの冷媒ガスがクランク室３６の冷媒ガスの熱影響を受け難い。

【００７６】

○　前記前側スラスト軸受３７Ａには前側給油孔５１Ａが、また、後側スラスト軸受３７Ｂには後側給油孔５１Ｂが対応して設けられたが、これに限定されない。両スラスト軸受３７Ａ，３７Ｂの一方のみに対応して給油孔が設けられていてもよい。また、給油孔は設けられていなくてもよい。

【００７７】

○　図３に示すように、前記実施形態の後側導油通路５８Ｂに代えて、クランク室３６の潤滑油を、吸入室２２を介することなく第２通路５７Ｂに導出する後側導油通路６５を設けてもよい。即ち、後側シリンダブロック１１Ｂには、クランク室３６と後側収容孔３２Ｂとを連通する上流側導油通路６５ａが設けられている。上流側導油通路６５ａの後側収容孔３２Ｂ側の端部は後側収容孔３２Ｂの内周面上に開口されている。

【００７８】

前記回転軸３１の後端部には、後側吸入連通路４８Ｂと軸線Ｌ方向にずれた位置に、軸内空間４５（第２通路５７Ｂ）と連通する下流側導油通路６５ｂが設けられている。下流側導油通路６５ｂは、回転軸３１の回転に伴って軸内空間４５（第２通路５７Ｂ）と上流側導油通路６５ａとを間欠的に連通可能とする。従ってクランク室３６と軸内空間４５とは、回転軸３１の回転に伴って間欠的に連通可能となり、この連通によってクランク室３６の潤滑油が吸入室２２を介することなく軸内空間４５に導出され得るようになる。

【００７９】

これによれば、後側導油通路５８Ｂを介してクランク室３６から吸入室２２に導出した潤滑油を軸内空間４５（各通路５７Ａ，５７Ｂ）に導入可能とした前記実施形態に比較して、第２通路５７Ｂに導入される潤滑油の確保が容易になる。この場合、後側シリンダボア３８Ｂ内の潤滑の効率を引き上げることが可能となる。

【００８０】

○　前記円筒状隔壁５６の後端部５６ａは、吸入室２２と連通する開口が、後端ほど拡開されるように形成されていてもよい。この場合、例えば図４に示すように、円筒状隔壁５６の後端部５６ａを、ファンネル形状とする。これによれば、第１通路５７Ａ内への冷媒ガスの導入がより効率的になる。

【００８１】

○　前記隔壁は、円筒状の隔壁（円筒状隔壁５６，６１）に限定されない。断面が円形以外の、例えば、断面が多角形状の筒状を呈していてもよい。

○　前記実施形態では、回転軸３１の軸内空間４５を、筒状の隔壁（円筒状隔壁５６，６１）によって区画したが、これに限定されない。例えば図５（ａ）及び図５（ｂ）に示すように、平板状隔壁７１によって回転軸３１の軸内空間４５を区画してもよい。即ち、回転軸３１内には、平板状隔壁７１が圧入固定されている。この平板状隔壁７１によって、回転軸３１の軸内空間４５は、共に回転軸３１の内周面３１ｃと平板状隔壁７１の板面とで囲まれた、第１通路５７Ａを構成する空間と、第２通路５７Ｂを構成する空間とに区画される。平板状隔壁７１の後端部７１ａは、回転軸３１の軸内空間４５から吸入室２２に突出して配置されている。

【００８２】

○　回転軸３１の軸内空間４５を区画する隔壁（円筒状隔壁５６，６１、平板状隔壁７１）の後端部は、後側回転弁５０Ｂの後側吸入連通路４８Ｂと第２通路５７Ｂとの連通部分の前端位置Ｐよりも後側に配置されていればよく、回転軸３１の軸内空間４５から吸入室２２に突出されていなくてもよい。

【００８３】

次に、前記実施形態から把握できる技術的思想について以下に記載する。

（１）前記第１通路の通過断面積は、第２通路の通過断面積よりも大きく設定されている請求項１～６のいずれか一項に記載の両頭ピストン式圧縮機。

【００８４】

（２）前記円筒状の隔壁の後端部は、吸入室と連通する開口が、後端側ほど拡開されるように形成されている請求項３に記載の両頭ピストン式圧縮機。

【００８５】

【発明の効果】

以上詳述したように、請求項１～６に記載の発明によれば、両頭ピストン式圧縮機において、前側圧縮室に導入されるガス量の不足を解消することができる。

【図面の簡単な説明】

【図１】両頭ピストン式圧縮機の概要を示す断面図。

【図２】別例の両頭ピストン式圧縮機を示す断面部分図。

【図３】別の別例の両頭ピストン式圧縮機を示す拡大断面部分図。

【図４】別の別例の両頭ピストン式圧縮機を示す拡大断面部分図。

【図５】（ａ）は、別の別例の両頭ピストン式圧縮機を示す断面部分図であり、（ｂ）は、回転軸を取り出して後方から見た図。

【図６】別の別例の両頭ピストン式圧縮機を示す拡大断面部分図。

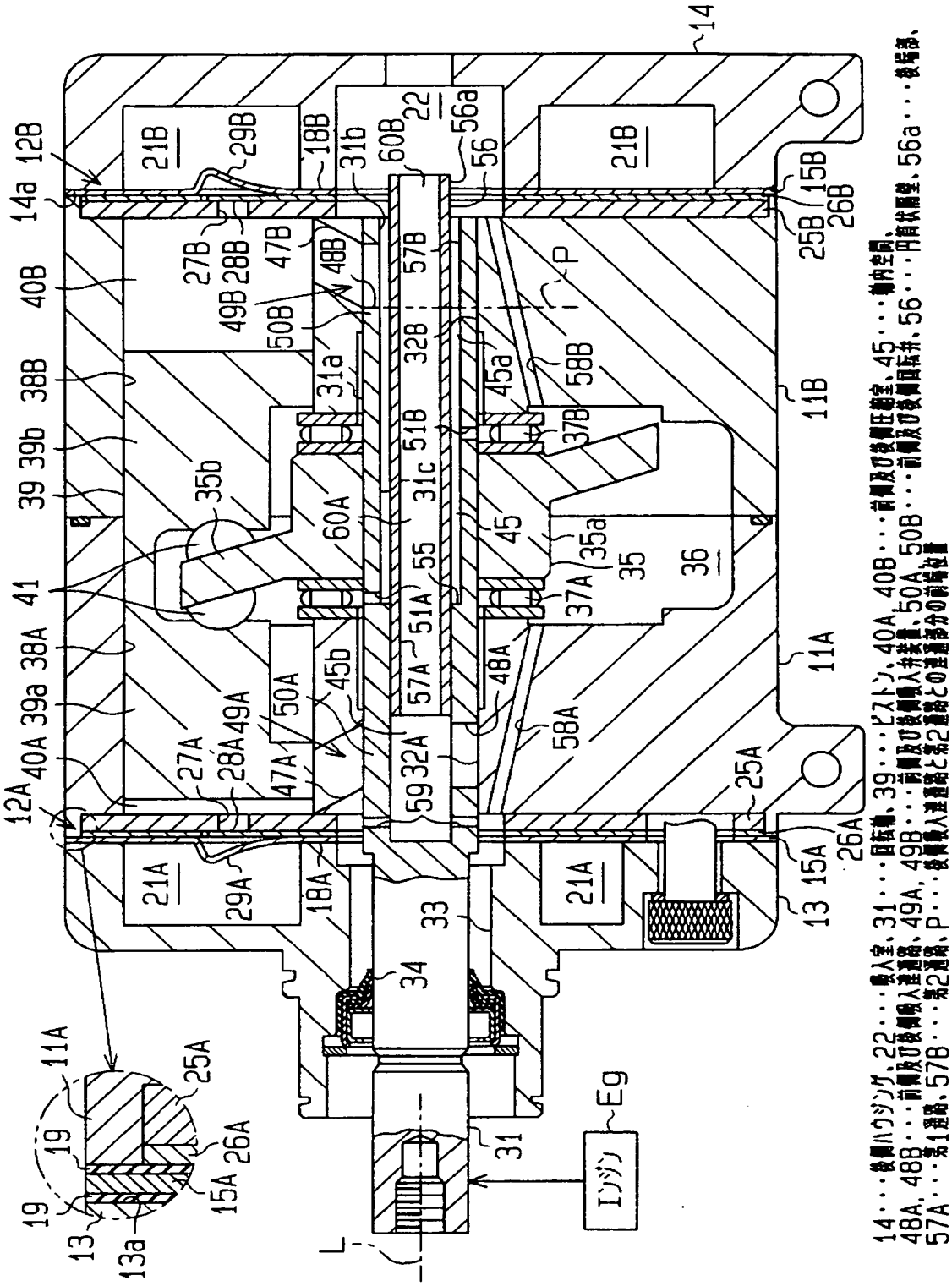
【図７】従来技術における両頭ピストン式圧縮機の概要を示す断面図。

【符号の説明】

１１Ａ，１１Ｂ…前側及び後側シリンダブロック、１４…後側圧縮室の後側に配置されたシリンダヘッドとしての後側ハウジング、２２…吸入室、３１…回転軸、３１ａ…回転軸の外周面、３１ｃ…回転軸の内周面、３２Ａ，３２Ｂ…前側及び後側収容孔、３５…クランク機構を構成するカム体、３６…クランク室、３７Ａ，３７Ｂ…前側及び後側スラスト軸受、３９…ピストン、４０Ａ，４０Ｂ…前側及び後側圧縮室、４１…クランク機構を構成するシュー、４５…回転軸の軸内空間、４８Ａ，４８Ｂ…前側及び後側吸入連通路、４９Ａ，４９Ｂ…前側及び後側吸入弁装置、５０Ａ，５０Ｂ…前側及び後側回転弁、５１Ａ，５１Ｂ…前側及び後側給油孔、５５，６２…回転軸の内面に沿った潤滑油の流動を妨げるための壁面、５６，６１…円筒状隔壁、５６ａ…円筒状隔壁の後端部、５７Ａ…第１通路、５７Ｂ…第２通路、７１…平板状隔壁、７１ａ…平板状隔壁の後端部、Ｌ…回転軸の軸線、Ｐ…後側吸入連通路と第２通路との連通部分の前端位置。

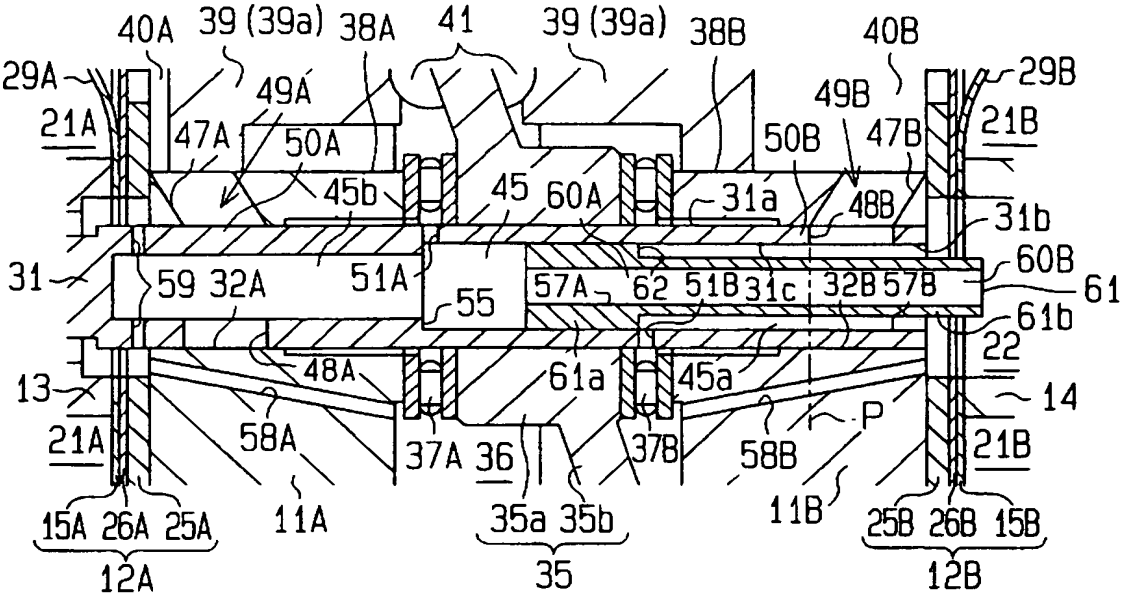
【書類名】　図面

【図１】

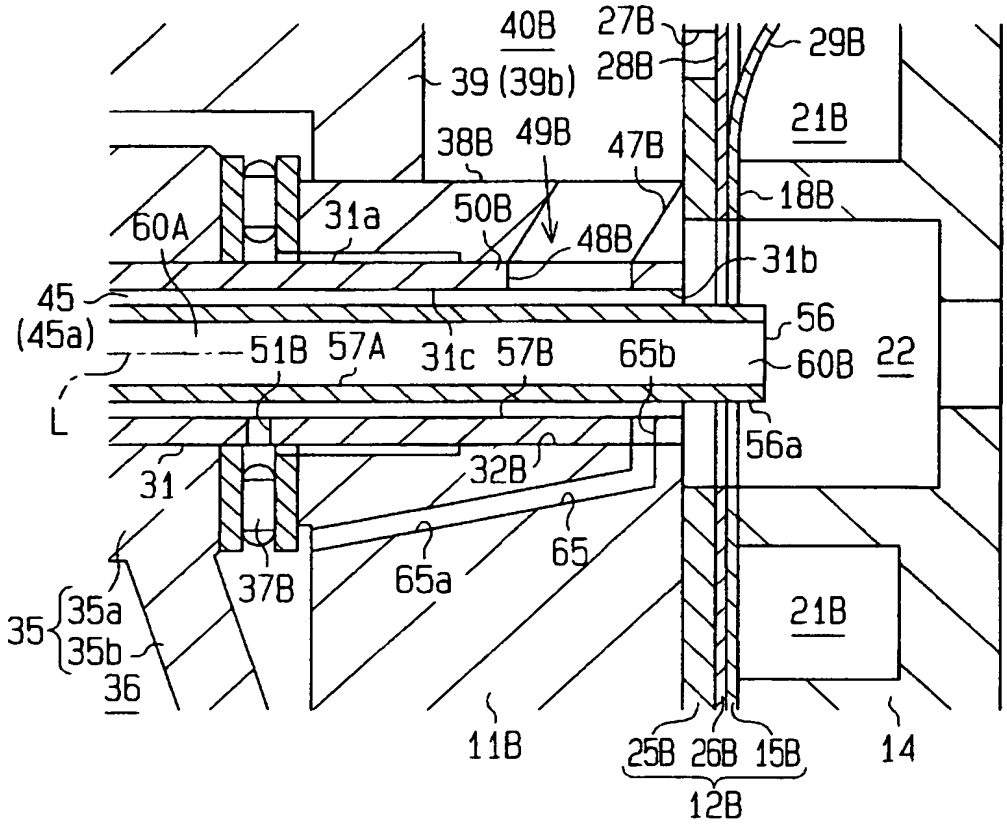


14・・・後輪ハウジング、22・・・吸入室、31・・・回転軸、39・・・ピストン、40A, 40B・・・前輪及び後輪圧縮室、45・・・軸内空間、
48A, 48B・・・前輪及び後輪吸入連通路、49A, 49B・・・前輪及び後輪吸入弁装置、50A, 50B・・・前輪及び後輪回転体、56・・・円筒状隔壁、56a・・・後端部、
57A・・・第1通路、57B・・・第2通路、P・・・後輪吸入連通路と第2通路との連通部分の前端位置

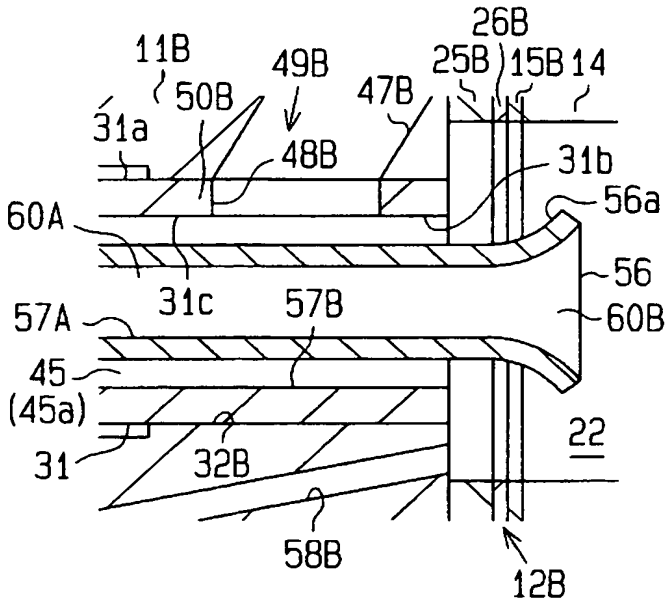
【図２】


40A
39 (39a)
38A
41
39 (39a)
38B
40B
29A
49A
49B
29B
21A
47A
50A
50B
47B
21B
45b
45
60A
31a
48B
31b
31
59
32A
51A
55
57A
62
51B
31c
32B
57B
60B
61
61b
22
13
48A
61a
45a
14
21A
58A
37A
36
37B
58B
P
21B
15A
26A
25A
11A
35a
35b
11B
25B
26B
15B
12A
35
12B

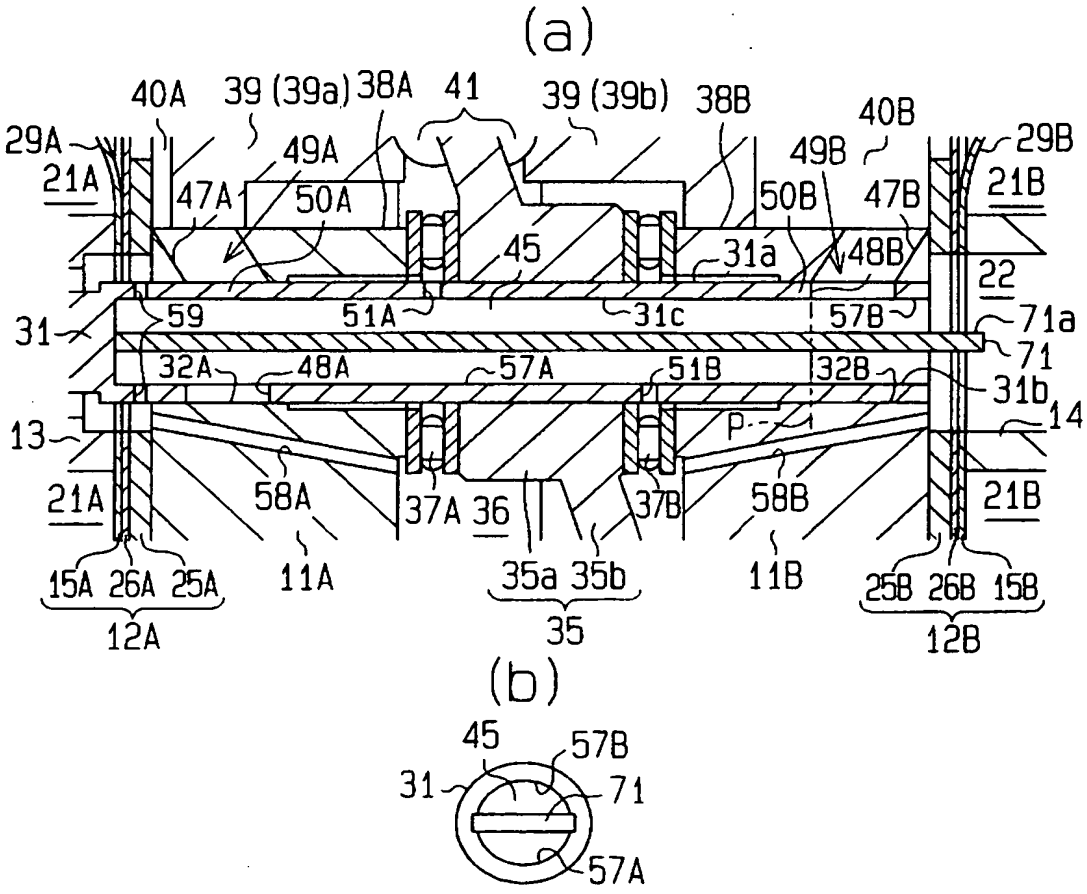
【図３】


40B
27B
29B
28B
39 (39b)
21B
38B
49B
47B
18B
60A
31a
50B
48B
31b
45
(45a)
56
51B
57A
31c
57B
65b
60B
22
L
56a
31
32B
65
65a
37B
21B
35
35a
35b
36
11B
25B
26B
15B
14
12B

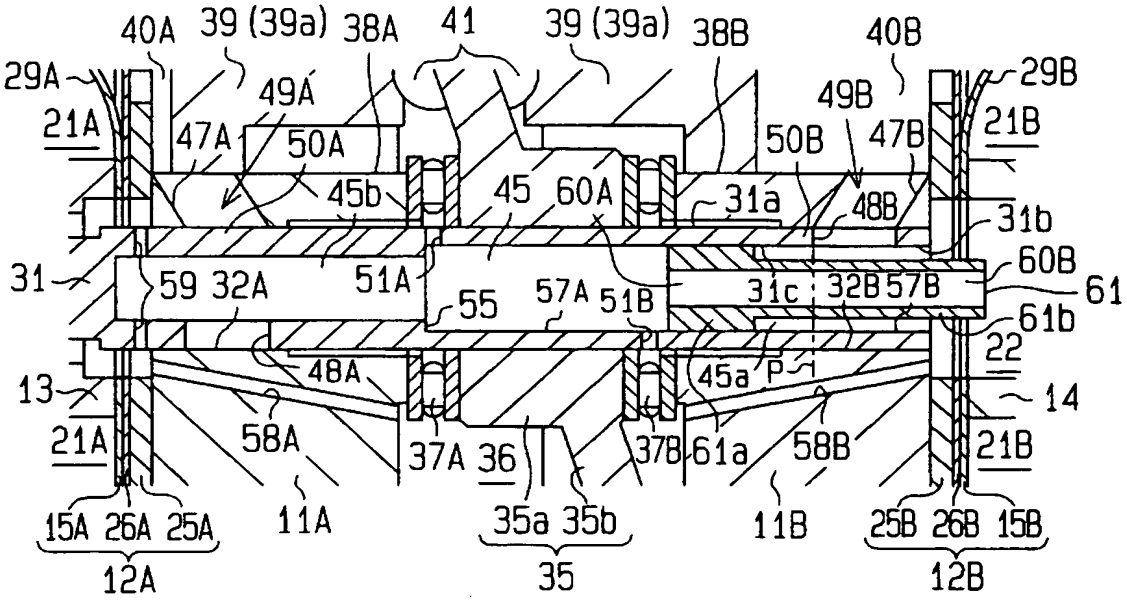
【図４】


11B
50B
49B
47B
26B
25B
15B
14
31a
48B
31b
56a
60A
56
31c
57B
57A
60B
45
(45a)
22
31
32B
58B
12B

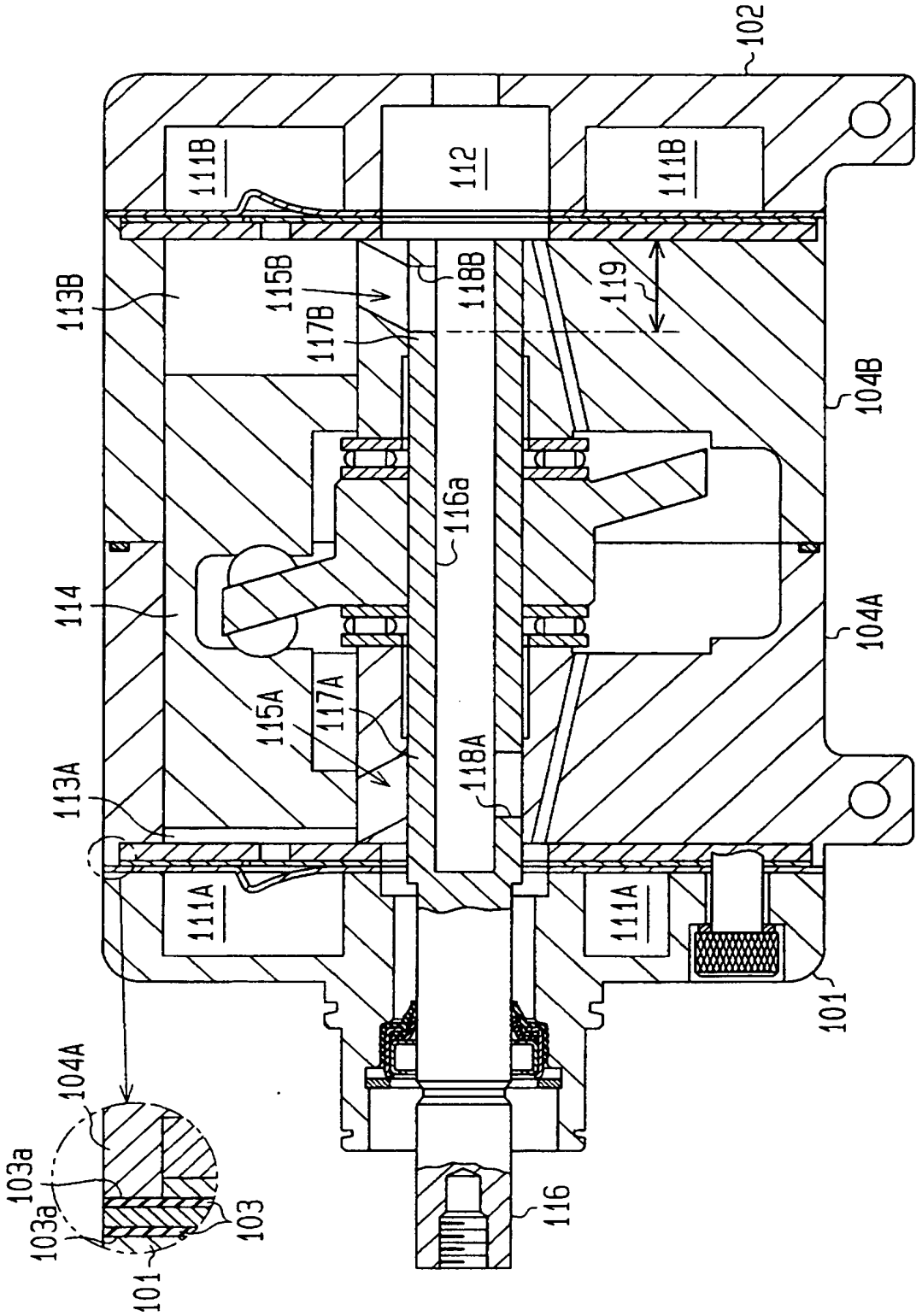
【図５】


(a)
40A
39 (39a)
38A
41
39 (39b)
38B
40B
29A
49A
49B
29B
21A
47A
50A
50B
47B
21B
45
31a
48B
22
31
59
51A
31c
57B
71a
71
32A
48A
57A
51B
32B
31b
13
14
P
21A
58A
37A
36
37B
58B
21B
15A
26A
25A
11A
35a
35b
11B
25B
26B
15B
12A
35
12B
(b)
45
57B
31
71
57A

【図６】


40A
39 (39a)
38A
41
39 (39a)
38B
40B
29A
29B
49A
49B
21A
47A
50A
50B
47B
21B
45b
45
60A
31a
48B
31b
31
59
32A
51A
55
57A
51B
31c
32B
57B
60B
61
61b
22
13
48A
45a
P
14
21A
58A
37A
36
37B
61a
58B
21B
15A
26A
25A
11A
35a
35b
11B
25B
26B
15B
12A
35
12B

【図７】


102
111B
112
111B
113B
115B
117B
118B
119
104B
116a
114
104A
115A
117A
118A
113A
111A
111A
101
104A
103a
103a
103
116
101

【書類名】　　要約書

【要約】

【課題】　前側圧縮室に導入されるガス量の不足を解消することができる両頭ピストン式圧縮機を提供する。

【解決手段】　回転軸３１の軸内空間４５には、軸線Ｌ方向に延在する円筒状隔壁５６によって、前側回転弁５０Ａの前側吸入連通路４８Ａが連通される第１通路５７Ａと、後側回転弁５０Ｂの後側吸入連通路４８Ｂが連通される第２通路５７Ｂとが区画形成されている。円筒状隔壁５６の後端部５６ａは、後側回転弁５０Ｂの後側吸入連通路４８Ｂと第２通路５７Ｂとの連通部分の前端位置Ｐよりも後側に配置されている。

【選択図】　　図１

特願２００３－０７３４６４

出　願　人　履　歴　情　報

識別番号　　［０００００３２１８］

１．変更年月日　　２００１年　８月　１日
［変更理由］　　名称変更
住　所　　愛知県刈谷市豊田町２丁目１番地
氏　名　　株式会社豊田自動織機